

왕복동 압축기의 동특성 분석 및 진동개선에 관한 연구

A Study on Dynamic Characteristics of Reciprocating Compressors

고 병 승[†] · 황 원 걸^{*} · 안 기 원^{**} · 박 성 우^{***} · 서 문 희^{***}

Byoung Seung Ko, Won-Gul Hwang, Ki Won Ahn, Seong Woo Park, Hee Seomoon

Key Words : Reciprocating Compressors(왕복동 압축기), Weight balance(웨이트 밸런스), Dynamic characteristics(동특성), Flexible body(유연체).

ABSTRACT

Today, although there have been high technical developments of a compressor in the respect of its capacity, it has been so hard to develop in the respect of vibration and noise because mechanical structure of it has originally numerous vibration and noise. However, if we can grasp the point of systematic phenomena of vibration and noise through the understanding of dynamic characteristics in mechanical equipment, it may be possible to consider countermeasures. In this study about a reciprocal compressor, the part of its machinery is modeled as rigid body, and the part of its spring is modeled as flexible body, and then they are analyzed by DADS. Each rigid body and spring are connected with joint torque of a motor is applied to shaft, and pressure is applied to a piston so that a compressor can be revolved. Based on this modeling, influence of a compressor's vibration is analyzed through changes of offset, connecting rod and crank radius. In the case of weight balance, it is produced after re-design, and then changes of vibration of a compressor's inside are checked through experiments. These analysis data may help set measures of reducing vibration of a reciprocal compressor.

1. 서 론

냉장고의 품질을 좌우하는 압축기의 성능은 그동안 많은 기술 발전에도 불구하고 여전히 개선해야 할 많은 문제점을 가지고 있다. 특히 압축기의 진동과 소음은 제품의 수준을 평가하는 인자로서, 체계적인 현상 파악과 대책을 수립을 위해 압축기 기구부의 운동특성⁽¹⁾에 대한 이해가 기본적이다.

왕복동 압축기는 작동 원리가 간단하고 흡입과 압축시 가스의 조건에 덜 민감하며 효율이 좋기 때문에 널리 사용되고 있다. 그러나 간단한 작동 원리에도 불구하고 진동 발생 기구가 복잡하며, 기계 구조물 자체에 진동과 소음원이 많이 존재한다⁽²⁾. 또한, 압축기가 소형 구조이므로 피스톤의 동적거동 측정에 어려움이 많다. 진동과 소음원은 주로 탄성적으로 지지된 압축기 기구부의 운동, 피스톤과 커넥팅 로드⁽³⁾의 운동에 의하여 여기 되는 힘, 회전부의 불평형 및 밸브의 개폐와 자기력에 의해 발생하는 충격력 등에 의하여 압축기 프레임이 가진된다.

본 연구에서는 기구부의 동역학 해석을 통해

† 전남대학교 기계공학과

E-mail : herqlues@hotmail.com

Tel : (062) 530-0211, Fax : (062) 530-1689

* 전남대학교 기계시스템공학부

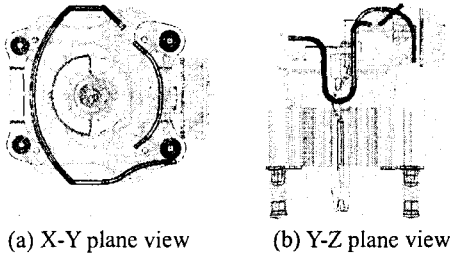
** 남도대학 기계자동차과

*** 삼성광주전자(주)

운동 특성에 따른 영향을 분석하여 압축기의 진동 소음의 저감 방안에 대하여 살펴보았다. 압축기의 기구부를 강체로, 스프링을 유연체로 모델링하고, 옵셋, 커넥팅 로드 길이, 편심 등의 파라미터의 변화에 따른 피스톤 측압⁽³⁾ 및 피스톤 거동의 변화를 DADS를 이용하여 동적해석을 통해 비교 분석하였다. 웨이트 밸런스는 회전부와 왕복관성력의 불평형력을 감소시키도록 재설계하여, 시료를 제작하고 프레임의 가속도를 측정하여 프레임의 진동을 비교 분석하였다.

2. 압축기 모델

압축기의 기구부는 샤프트, 커넥팅 로드, 피스톤, 피스톤 핀, 및 프레임과 이를 지지하는 스프링으로 구성되어 있다. 압축기를 모델링 하는데 있어 필요한 기준 좌표축을 그림 1과 같이 설정하였다. 샤프트의 회전축과 4개 스프링의 최 하단부분이 이루는 평면과 만나는 점을 기준 좌표계의 원점으로 하고, Z축은 샤프트 회전축과 일치시키고 피스톤의 왕복 운동 방향을 X축의 "+" 방향으로 하여 오른손 좌표계를 설정하였다.



(a) X-Y plane view (b) Y-Z plane view
Fig. 1 Global coordinate of compressor

기구부의 각 부품들은 강체로 가정하고 조인트 요소를 사용하여 강체들을 연결하였다. 각 부품들을 연결하는 조인트는 표 1과 같다. 강체에는 무게 중심과 질량, 관성 모멘트 등의 정보가 내포되어 있기 때문에 각 부품들의 운동시 원하는 점에서 위치, 속도, 가속도와 조인트에서의 반력, 토크를 추출할 수 있다.

Table. 1 Type of Joints

Joint	Joint members
Revolute	Frame - Shaft
	Piston pin - Piston
Cylindrical	Shaft - Connecting rod
Spherical	Connecting rod - Piston pin
Translational	Piston - Frame

프레임 - 샤프트에 RSDA(Rotational Spring Damper Actuator) 요소를 적용하여 샤프트 회전속도(rpm)에 따른 해당 토크 데이터를 입력하였다. 또, 피스톤 - 프레임 사이에 TSDA (Translational Spring Damper Actuator) 요소를 적용하여 샤프트의 회전각도 변화에 따른 피스톤에 작용하는 힘이 적용되도록 하였다. 이 두가지 요소가 작용하여 압축기가 회전하게 된다.

압축기의 프레임을 지지하는 4개의 스프링은 6 자유도($x, Y, z, \phi_x, \phi_y, \phi_z$)를 갖는 유연체로 모델링 하였다. 스프링 유한요소 모델은 NASTRAN의 CBEAM으로 모델링 하였는데, 이는 해의 정확성을 유지하면서도 DADS에서 모델을 구성하기 쉽고, 해석 시간을 줄일 수 있으며, 후처리가 간편하다는 장점이 있기 때문이다⁽⁴⁾. 본 연구에 고려된 스프링은 한 권에 4개의 빔 요소를 갖도록 하였으며, 길이는 보스부에 고정된 부분이 있어 그 부분을 제외한 길이를 스프링의 유효길이라고 하였다.

유연체가 운동할 때 스프링처럼 양끝이 구속되었거나 집중 하중을 받을 경우 고유모드에 의해 유연체의 변형 모드를 충분히 표현할 수 없을 경

우 정적모드⁽⁵⁾를 고려해야 한다. 정적모드에는 정적 부착모드와 정적 구속모드가 있으며, 일반적으로 정적 부착모드는 관성력이 큰 유연체에 적용되고, 스프링과 같이 관성력이 크지 않은 경우에는 정적 구속모드를 적용한다. 본 모델에서 고유모드는 10차, 정적 구속모드는 3차까지 계산하여 사용하였으며, 그림 2, 3에 각각 3차 모드까지의 형상을 도시하였다.

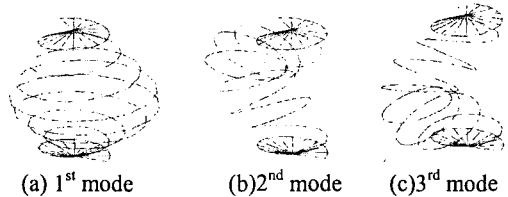


Fig. 2 Normal modes

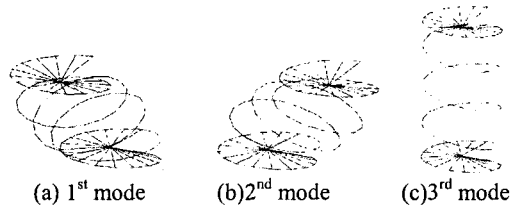


Fig. 3 Static constraint modes

압축기 모델은 기구부와 스프링을 연결하여 모델링 하였다. 스프링의 상·하부 마운팅 부위 중심에 절점을 만들어, 상부 절점은 프레임에, 하부 절점은 바닥에 구형 조인트와 브라켓 조인트로 연결하였다.

그림 4는 DADS에서 모델의 전체 구성도로서, -flex는 스프링데이터 파일을 의미하며, cy-, re-, sph- 등은 강체끼리의 조인트를 나타낸다. 이 모델을 사용하여 동역학 해석을 수행하였다.

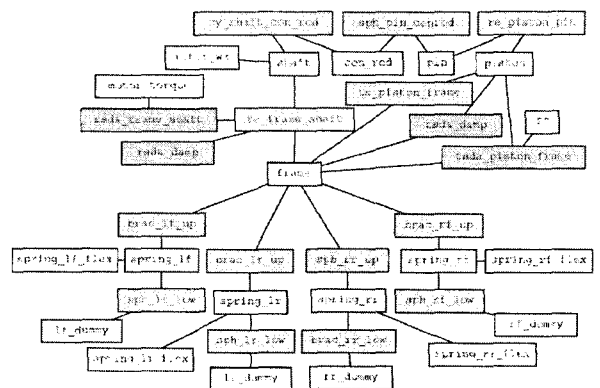


Fig. 4 DADS modeling map

3. 시뮬레이션

3.1 입력 및 초기조건

모델에서 회전축의 회전을 위해 초기 각속도를 입력하고 프레임 - 샤프트에 적용된 RSDA 요소에 샤프트 회전속도에 따른 해당 토크를 입력하였다. 압축기에서 사용된 단상전동기는 분산 유도전동기로 그림 5와 같이 2540rpm까지는 조합된 권선 토크 데이터, 이후는 주권선 토크의 데이터를 사용⁽⁶⁾하였다.

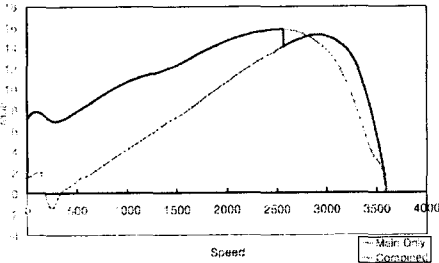


Fig. 5 Motor torque curve

실린더의 내부에 작용하는 압력을 적용하기 위해 피스톤 - 프레임에 TSDA 요소에 그림 6과 같은 실험으로 측정된 데이터를 적용하였다. 데이터는 절대 압력이며, 최대치는 $20.34 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 이다.

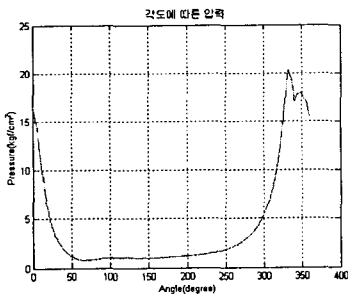


Fig. 6 Pressure versus rotor angle

압축기가 초기 조건 0rpm에서 기동되어 정상 상태에 이르기까지의 거동을 살펴본 것이다. 샤프트의 회전 속도는 그림 7에서 보는 바와 같이 약 0.22후에 정상 상태에 도달하였으며, 이 때의 정상 속도는 3515rpm이고 약 $\pm 53.7\text{rpm}$ 의 변동을 보이고 있다. 토크는 샤프트 회전속도가 정상 상태에 도달했을 때 최대치 $15.69 \text{ kg}_f \cdot \text{cm}$ 가 나타났다.

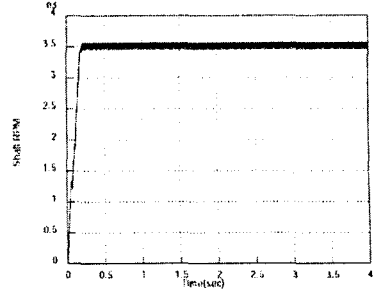


Fig. 7 Simulation results for rotational velocity of shaft

3.2 측 압

피스톤의 측압은 크랭크의 회전 운동이 피스톤의 직선 운동으로 전환시 실린더 벽면에 작용하는 힘으로써 기구부 진동의 주 원인이다. 그림 8과 같이 피스톤에 압력에 의해 피스톤 중심축 방향으로 작용하는 힘 P 와 피스톤 무게중심에서 식 (1)과 같은 관성력 F_{px} 가 작용하게 된다.

$$F_{px} = (m_p + m_{lr})r\omega^2 \left(\cos\theta + \frac{1}{\lambda} \cos 2\theta - \frac{\delta}{l} \sin\theta \right) \quad (1)$$

피스톤 핀의 중심축에서 합력 $F = P - F_{px}$ 이 작용될 때, ϕ 만큼 기울어진 커넥팅 로드에서 실린더 벽면에 식 (2)와 같은 측압 R 이 발생한다.

$$R = F \cdot \tan\phi = \pm \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} p - F_{px} \right) \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{\lambda} \sin\theta + \frac{\delta}{l} \right)^2}{1 - \left(\frac{1}{\lambda} \sin\theta + \frac{\delta}{l} \right)^2}} \quad (2)$$

여기서 $\lambda = \frac{l}{r}$ 이며, m_{lr} 은 커넥팅 로드의 등가 왕복 질량이다.

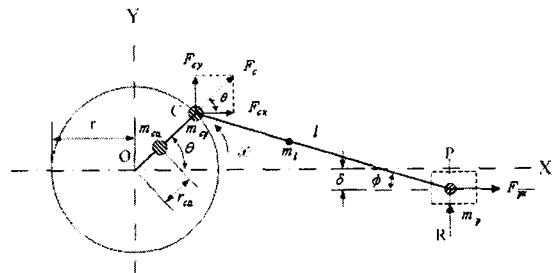


Fig. 8 Forces acting on compressor

이론식과 시뮬레이션에 의해 얻은 결과는 그림 9과 같다. 이론치가 시뮬레이션 값보다 약간 작은

것을 알 수 있는 데, 이는 관성력을 근사식으로 계산하였기 때문으로 사료된다.

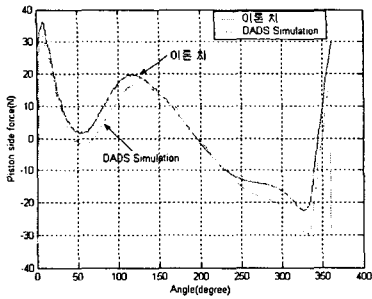
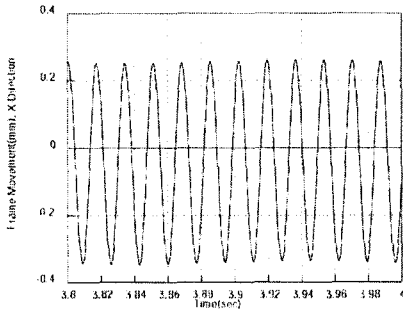


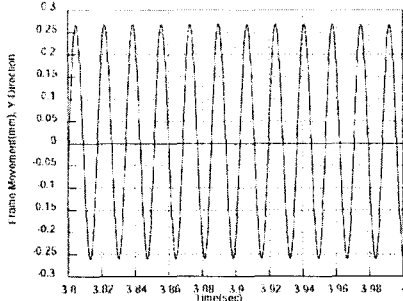
Fig. 9 Side force

3.3 프레임 거동

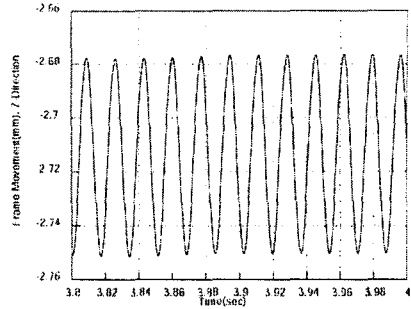
압축기의 소음 및 진동의 주원인인 프레임의 진동을 시뮬레이션 결과를 통해서 확인하였다. 프레임의 무게 중심에서 변위는 압축기의 회전수에 해당하는 58Hz로 주기로 변동하고 있음을 확인할 수 있다. X방향 변위의 진폭은 0.602mm, Y방향 진폭은 약 0.526mm로서, 피스톤의 운동방향인 X방향에 비해서 Y방향 진폭이 상대적으로 크다는 것을 알 수 있다. 이를 조절하기 위하여는 스프링을 적절히 설계하여야 할 것이다, Z방향은 평형위치인 2.715mm에 수렴하며 진폭 0.07mm로 진동하는 것을 알 수 있다.



(a) X-direction



(b) Y-direction



(c) Z-direction

Fig. 10 Frame movement

4. 파라미터 해석

4.1 오프셋

오프셋이란 샤프트의 회전 중심과 피스톤의 중심 축과의 y방향으로의 거리를 말한다. 오프셋을 0mm, 2.4mm, 및 2.8mm로 변화시키면서 측압에 미치는 영향을 비교하였다. 그림 11과 같이 시뮬레이션 결과를 확인해 보면 0mm일 때 측압이 가장 크고, 오프셋이 커지면서 줄어들다가, 다시 커지는 양상을 확인할 수 있다. 최저 측압을 갖는 오프셋의 크기는 시뮬레이션을 통하여 결정하여야 할 것이다.

그림 12를 보면 프레임의 변위는 오프셋이 0mm에서 가장 크게 나왔으나, 2.4mm와 2.8mm의 경우에는 큰 차이가 없었다. 따라서 측압이 큰 차이로 변화하지 않는 오프셋이 프레임의 변위에 미치는 영향은 그리 크지 않은 것으로 보인다.

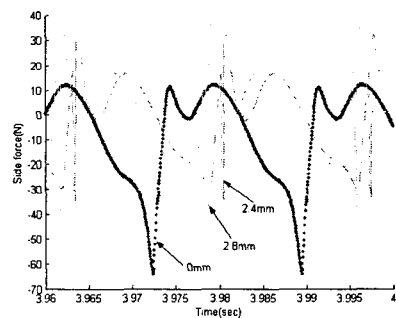


Fig. 11 Side forces for various offset size

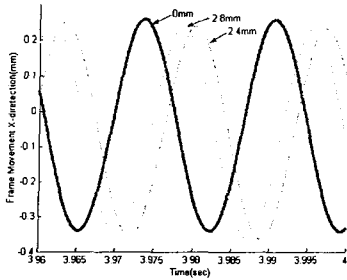


Fig. 12 Frame displacement in X-direction for various offset size

4.2 커넥팅 로드

커넥팅 로드의 길이 l 은 크랭크 핀과 결합되는 대단부의 중심으로부터 피스톤과 결합되는 소단부의 중심까지의 거리를 말한다. 커넥팅 로드의 길이와 스트로크 s 의 비 $k = l/s$ 가 낮아질수록 실린더벽에 작용하는 피스톤 측압은 작아지고, 기계효율은 향상되며, 토크선도도 평활해지는 반면에 관성력은 커진다.

원 모델에서 커넥팅 로드 길이를 변화시켜 피스톤의 측압 변화를 살펴보았다. 이때 offset은 원 모델과 같이 유지했다. 그림 13를 보면 커넥팅 로드가 길어지면 측압이 낮게 나오나 그 크기가 미미하며 프레임의 거동 또한 값의 차이를 발견할 수 없었다. 그래서 압축기와 같은 소형 단 실린더 구조에서는 커넥팅 로드의 변화는 큰 의미가 없는 것으로 판단된다.

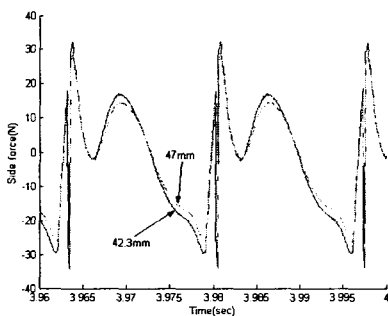


Fig. 13 Side force versus change of connecting rod length

4.3 편심

편심은 샤프트의 회전 중심부터 크랭크 핀의 중심까지의 거리로써 크랭크의 회전 반경을 말한다. 커넥팅 로드의 길이의 스트로크 s 에 대한 비

k 에서 스트로크의 크기는 편심에 의해 결정되므로 편심이 작을수록 k 값이 커지면서 실린더벽에 작용하는 피스톤 측압은 작아진다.

압축기 모델에서 편심을 여러가지로 변화시키면서 측압의 변화를 관찰하였다. 편심의 크기에 따라 스트로크의 차이가 생기면서 피스톤의 용량도 바뀌게 되는데 원 모델의 용량이 일정하도록 피스톤 반경을 변경하였다. 그 결과 그림 14에서 보는 바와 같이 미미하지만 측압은 편심 크기와 비례적인 관계로 나타났으며, 그림 15의 프레임의 거동도 동일한 현상이 나타났다.

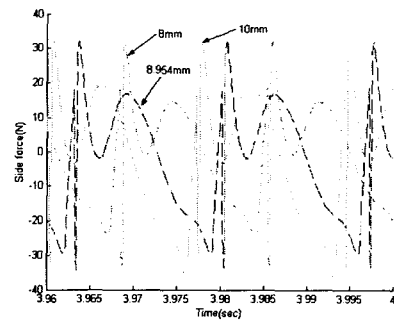
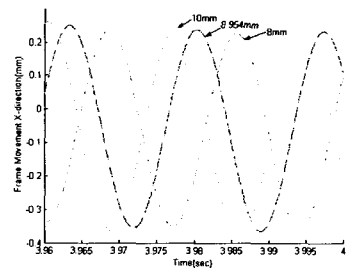
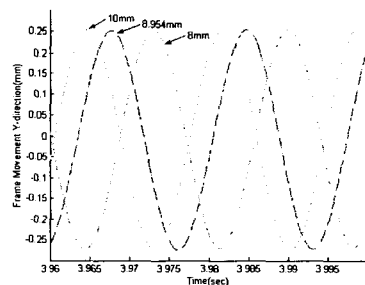


Fig. 14 Side force versus change of crank radius size



(a) X-direction



(b) Y-direction

Fig. 15 Frame movement versus change of offset size

5. 진동 개선

5.1 웨이트 밸런스 재설계

왕복동 압축기의 크랭크 기구가 회전할 때 생기는 힘의 불평형은 크랭크의 원심력과 피스톤의 왕복 관성력에 의해 발생한다. 이 불평형력의 힘은 압축기의 진동의 주요 원인이다. 웨이트 밸런스는 이런 불평형력을 감소 시키는 하나의 방법이다. 본 연구에서는 시뮬레이션을 통해 원 모델과 웨이트 밸런스 개선 모델의 프레임에서의 가속도 변화에 대해서 비교 분석을 통해 웨이트 밸런스의 효과를 확인하였다.

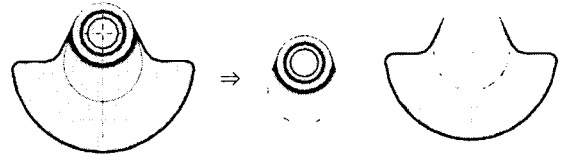
크랭크의 회전 중심을 기준으로 크랭크 핀의 반대 방향에 부착되는 웨이트 밸런스는 크랭크축의 회전 불평형 모멘트를 감소시킨다. 또한, 웨이트 밸런스의 질량이 회전력 뿐만 아니라 피스톤의 왕복 관성력 평형까지 고려하는 half balance 방식으로 결정하였다. 관성력 F_{px} 를 전개하면 식 (3) 과 같다.

$$F_{px} = (m_p + m_r)r\omega^2 \left(\cos\theta - \frac{\delta}{l} \sin\theta \right) + \frac{1}{\lambda}(m_p + m_r)r\omega^2 \cos 2\theta \quad (3)$$

식(3)에서 방정식의 첫 부분은 1차 관성력이고, 두 번째 부분은 2차 관성력이다. 1차 관성력을 제거하기 위하여 크랭크의 반대축에 $(m_p + m_r)$ 의 웨이트 밸런스를 설치하면 X방향의 불균형을 없앨 수 있으나 Y방향 불균형력 $(m_p + m_r)r\omega^2 \sin\omega t$ 가 생긴다. 따라서 일반적으로 $(m_p + m_r)/2$ 에 해당하는 질량을 덧붙여서 원심력과 왕복관성력의 불평형력을 동시에 감소시키고 있다. 즉 웨이트 밸런스의 질량 M_b 과 회전반경 r_b 는 다음 식에서 결정할 수 있다.

$$M_b r_b = \left[m_{ic} + m_{cp} + m_{ca} \left(\frac{r_{ca}}{r} \right) + \frac{1}{2}(m_p + m_r) \right] r \quad (4)$$

여기서 m_{ic} 은 커넥팅 로드의 회전 질량이다.



(a) Crank mechanism (b) Crank arm (c) Weight balance

Fig. 16 Crank and weight balance

그림 16(a)와 같은 크랭크 기구에서 샤프트의 반경 크기를 기준으로 하여 (b)와 (c)처럼 크랭크 암과 웨이트 밸런스로 구분하였다. 식 (4)에 의하여 웨이트 밸런스를 재설계 하는데 중심각과 두께를 기구학적으로 간섭이 발생하지 않도록 하는 M_b 와 r_b 값을 결정하였다. 이를 이용하여 중심각과 두께를 결정하여, 그림17과 같이 크랭크 기구를 결정하였다.



Fig. 17 Redesigned weight balance

웨이트 밸런스를 설치하면 X방향의 불균형을 없앨 수 있으나 Y방향 불균형력이 생기게 된다. 웨이트 밸런스 설치하기 전에는 X와 Y방향간의 상대적인 불균형으로 인해 압축기가 불안정한 상태로 구동하게 되는데, 웨이트 밸런스 설치로 X방향의 불균형이 감소되고, Y방향의 불균형을 증가시켜 X와 Y방향의 상대적인 불균형이 감소하므로 좀 더 안정적인 압축기의 구동이 이루어진다. 프레임의 무게중심에서의 가속도에 대한 시뮬레이션 결과를 보게 되면, 그림 18와 같이 원 모델에서 X방향은 약 $-6 \sim 10 \text{ m/s}^2$, Y방향은 약 $-3 \sim 3 \text{ m/s}^2$ 이며, 개선 모델에서는 X방향이 약 $-5 \sim 8 \text{ m/s}^2$, Y방향이 약 $-5 \sim 5 \text{ m/s}^2$ 의 결과가 나왔다.

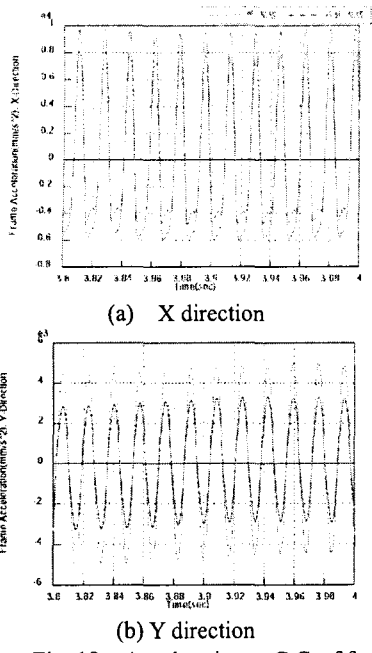


Fig. 18 Acceleration at C.G. of frame

5.2 진동 측정

웨이트 밸런스의 효과를 확인하기 위하여, 압축기 내부의 프레임의 진동을 측정하고 이 결과를 시뮬레이션 결과와 비교하였다. 그림 19는 실험장치 구성도이다. 압축기의 고정자 부위에 3축 가속도계를 부착하여 프레임의 진동을 측정하였다. 가속도계의 부착은 압축기 구동시 발생하는 블록의 변형과 밸브개폐에 의한 직접적인 영향을 제거하기 위해 밸브에서 되도록 먼 곳에 위치시켰다. 가속계는 B&K Type4326를 사용하였으며, 부착시 고정자에 전류 잡음이 많기 때문에 가속도계에 절연제를 사용하였다. 증폭기는 Kistler사의 charge amplifier 5011을 사용하였다.

PID 제어기로 제어되는 압력 조절장치를 이용하여 압축기의 내부압력을 조절하여, 압축기의 입구압력과 출구압력이 Ashrae 조건에 합치된 후 프레임의 진동을 측정하였다. Ashrae 조건의 경우 출구압력 $13.96 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$, 입구압력 $1.176 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 이다.

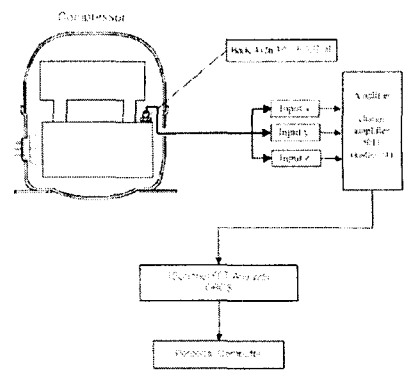


Fig. 19 Experimental setup

압축기는 원 모델과 웨이트 밸런스를 재설계한 개선모델 두 가지에 대하여 가속도를 측정하였다. 그림 20은 Ashrae 조건에서의 X, Y방향의 가속도 측정데이터이고, 그림 21은 가속도의 자기스펙트럼이다. 웨이트 밸런스의 개선효과를 살펴보기 위하여 X방향 가속도의 58Hz (정격회전수 3515rpm) 성분값을 비교하여 보았다. 원 모델의 X방향 가속도 성분은 0.552g이고, 개선모델은 0.276g로서 50%로 감소하였음을 확인할 수 있었다. 또한 Y방향 성분도 0.406g에서 0.385g로 감소되어 Y방향 진동에도 좋은 효과를 확인할 수 있었다. 그리고 X, Y방향의 가속도에 대한 불평형력도 원 모델에 비해 개선 모델이 감소된 것으로 나타났다.

그림 16의 가속도의 데이터를 보면 피스톤의 상사점에서 충격력이 작용하고 있는 것을 볼 수 있는데, 이는 밸브의 개폐시 유입하는 가스의 압력에 의해 발생하는 가진력에 의한 것으로 추정되며, 밸브 형상과 개폐 타이밍 등을 조절하여 개선하여야 할 것으로 사료된다.

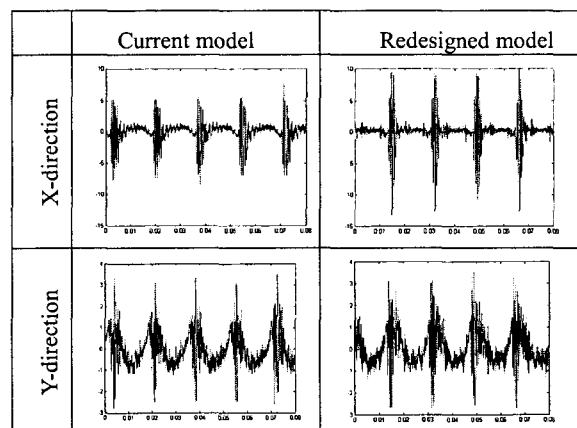


Fig. 20 Acceleration of frame at Ashrae condition

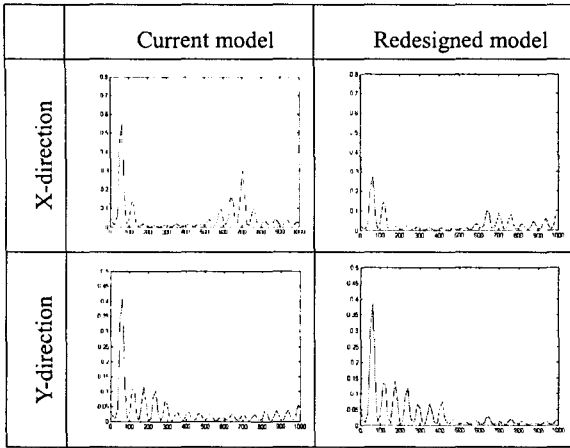


Fig. 21 Auto spectrum of frame acceleration at Ashrae condition

6. 결론

압축기의 진동/소음을 감소하기 위하여 동특성을 파악하고 이에 대한 영향을 분석하기 위하여 본 연구에서는 압축기의 기구부를 강체로 모델링하였고, 스프링은 유연체로 모델링하여 프레임과 바닥에 조인트 요소로 연결하였다. 이와 같이 모델링된 압축기를 이용하여 읍셋, 커넥팅 로드 길이 및 편심의 변화가 주는 프레임의 진동 경향을 피스톤의 측압과 프레임의 거동에 대한 비교 분석을 통해 고찰하였고, 웨이트 밸런스는 재설계하고, 실물 제작 후, 프레임 진동을 측정하여 진동특성을 확인하였다.

측압에 대한 결과는 살펴보면, 읍셋은 그 크기가 커지면서 줄어들다가 2.4mm에서 2.8mm로 변할 때 다시 커졌으며, 편심은 그 크기가 커질수록 측압도 커졌다. 그러나 커넥팅 로드의 변화는 결과에서 미미한 차이로 큰 의미를 부여하기 힘들었다. 프레임의 거동은 측압의 결과와 동일한 경향을 나타냈다. 그리고 웨이트 밸런스는 시뮬레이션과 실험을 통해 확인한 결과 프레임의 X, Y방향의 불평형력이 감소한 동시에 가속도도 감소한 것으로 보아, 압축기의 진동이 개선된 것으로 판단된다.

위 결과를 통해 압축기의 기구부의 파라미터가 압축기의 진동에 미치는 영향을 확인할 수 있었으며, 이것은 향후 압축기 설계에 있어서 진동 개선에 방향을 제시할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 2002년도 두뇌한국 21사업에 의해 수행된 연구 결과이며 지원에 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 김태중, "왕복동형 압축기 피스톤의 동적 거동 해석," 한국소음진동학회논문집, 제 12권 제 9호.
- (2) 이대성, "왕복동 압축기 진동전달 특성에 관한 연구," 전남대학교 석사학위 논문, 2003.
- (3) 양희준, 이주성, 김한덕, "내연기관," 진영사, 1998.
- (4) 안기원, "유연 다물체 동역학 모델을 이용한 차량의 동응력 해석에 관한 연구," 전남대학교 박사학위 논문, 1998.
- (5) 김민철, "유연 다물체 동역학 해석에 있어서의 변형 모드 선정에 관한 연구," 아주대학교 석사학위 논문, 2001.
- (6) 천희영, 유지윤 역, "전기기계," 청문당, 2002.